

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Pohon lanového bubnu přes zubovou spojku

Cable Drum Drive with a Claw Clutch

Student:

Miroslav Bartl

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ivana Kunzová

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Miroslav Bartl**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Pohon lanového bubnu přes zubovou spojku**
Cable Drum Drive with a Claw Clutch

Zásady pro vypracování:

Navrhnete a konstrukčně zpracujete jeřábový lanový buben jehož součástí je naklápěcí zubová spojka, která přenáší krouticí moment od pohonu. Náboj zubové spojky je nasazen na výstupní hřídel hnací převodovky. Maximální zatížení na háku jeřábu je 32 t.

Kladnice má 4 kladky.

Zdvih 5 m.

Skupina jeřábů II - III.

Zpráva bude obsahovat:

- určení průměru lana
- návrh rozměrů a konstrukce bubnu
- výpočet zubové spojky
- návrh a kontrola ložisek bubnu.

Výkresová dokumentace - sestava bubnu

- výrobní výkres náboje zubové spojky.

Seznam doporučené odborné literatury:

REMTA - KUPKA *Jeřáby I.díl* SNTL Praha, 1956.

LEINVEBER - VÁVRA *Strojnické tabulky* Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. ISBN 80-7351-033-7


Katalog ložisek SKF.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ivana Kunzová**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry





prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářskou práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 19. 5. 2011


Miroslav Barbl
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19. 5. 2011



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Miroslav Bartl

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Drahanovice 141

783 44

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BARTL, M. *Pohon lanového bubnu přes zubovou spojku: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 44 s. Vedoucí práce: Kunzová, I.

Bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukčním zpracováním jeřábového lanového bubnu, jehož součástí je naklápěcí zubová spojka. V úvodu jsou uvedeny způsoby uložení jeřábových lanových bubnů používané od minulosti do současnosti. Hlavním cílem práce je výpočet průměru lana, návrh rozměrů a konstrukce bubnu, výpočet zubové spojky, návrh a kontrola ložisek bubnu. Dále práce obsahuje návrh kladkostroje, výpočet rozměrů kladek, návrh a výpočet uchycení lana na buben, pevnostní kontrolu navržené osy bubnu a pevnostní výpočty všech prvků použitých pro přenos točivého momentu z naklápěcí zubové spojky na lanový buben. V práci je také zahrnut výrobní výkres náboje zubové spojky a výkres sestavy.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

BARTL, M. *Cable Drum Drive with a Claw Clutch: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2011, 44 s. Thesis head: Kunzová, I.

This Bachelor thesis deals with design and construction process of crane cable drum which includes inclinable claw clutch. At first, there are methods of crane cable drums storage used from past to present. Main goal of this thesis is to calculate the diameter of cable, to design size and construction of drum, calculation of claw clutch and design and control of drum bearings. Thesis continues with tackle design, calculation of pulley size, design and calculation of fixing cable to the drum, strength control of designed drum axis and strength calculations of all elements used for torque transmission from inclinable claw clutch to cable drum. There is also included production drawing of claw clutch hub and assembly drawing.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů	3
1 Úvod	8
1.1 Konstrukce bubnů	8
2 Kladkostroj.....	11
2.1 Lanový převod.....	11
2.2 Účinnost lanového převodu.....	11
3 Určení průměru lana	13
3.1 Zatížení lana	13
3.2 Maximální dovolené zatížení lana.....	13
4 Kladky.....	14
4.1 Vodící kladky	14
4.2 Vyrovnávací kladka.....	14
5 Lanový buben.....	15
5.1 Průměr bubnu	15
5.2 Délka bubnu	15
5.3 Tloušťka stěny bubnu.....	16
5.4 Lanové drážky bubnu	16
5.5 Pevnostní kontrola bubnu.....	17
5.5.1 Namáhání bubnu ohybem.....	17
5.5.2 Namáhání bubnu krutem	18
5.5.3 Namáhání bubnu od sevření lana	19
5.5.4 Redukované napětí bubnu	19
5.6 Výpočet lanové příložky	20
6 Výpočet zubové spojky	22
6.1 Návrh hřídele na výstupu z převodovky	22
6.2 Pevnostní výpočet spojky dle [13]	23
6.2.1 Namáhání zubu na ohyb	23
6.2.2 Kontrola na otlačení	25
6.3 Pevnostní výpočet spojky dle [14]	26
7 Namáhání osy bubnu	28
7.1 Využití jeřábu.....	28
7.2 Výpočet reakcí.....	28

7.3 Úhel průhybu osy	31
7.4 Kontrola osy v místě A.....	31
7.4.1 Statická kontrola.....	31
7.4.2 Dynamická kontrola	32
7.5 Kontrola osy v místě B.....	33
7.5.1 Statická kontrola.....	33
7.5.2 Dynamická kontrola	33
8 Výpočet trvanlivosti ložisek	35
8.1 Kontrola ložiska uloženého v zubové spojce	35
8.2 Kontrola ložiska uloženého v ložiskovém domku	35
8.2.1 Základní trvanlivost ložiska	36
8.2.2 Trvanlivost ložiska podle SKF	36
9 Přenos točivého momentu ze spojky na buben	38
9.1 Kontrola zúženého průřezu na ozubené objímce	38
9.2 Výpočet kolíků	39
9.2.1 Napětí ve stříhu kolíku	39
9.2.2 Kontrola stěn na otlačení	39
10 Závěr	41
11 Seznam použité literatury	42
12 Seznam příloh.....	44

Seznam použitých značek a symbolů

\sqrt{A}	Neuberova konstanta vrubové citlivosti	[-]
B_l	Šířka ložiska	[mm]
C	Dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	Statická únosnost ložiska	[kN]
D_0	Průměr bubnu pod drážkami	[mm]
D_B	Jmenovitý průměr bubnu	[mm]
$D_{B\ min}$	Nejmenší dovolený průměr bubnu	[mm]
D_D	Velký průměr drážkování	[mm]
D_{Ds}	Střední průměr drážkování	[mm]
D_K	Jmenovitý průměr vodící kladky	[mm]
$D_{K\ min}$	Nejmenší dovolený průměr vodící kladky	[mm]
D_{Ko}	Průměr kolíku	[mm]
D_{KV}	Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky	[mm]
$D_{KV\ min}$	Nejmenší dovolený průměr vyrovnávací kladky	[mm]
D_l	Vnější průměr ložiska	[mm]
D_{pO}	Velký průměr průřezu zubové objímky	[mm]
D_{pS}	Patní průměr zubové spojky	[mm]
D_{rKo}	Roztečný průměr kolíků	[mm]
D_S	Roztečný průměr zubové spojky	[mm]
D_x	Roztečný průměr spojky promítnutý na bok zubu	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu oceli	[MPa]
F	Zatížení lana	[N]
F_l	Obvodová síla na středním průměru drážkování	[N]
F_l	Zmenšená tažná síla v laně	[N]
F_{dov}	Maximální dovolené zatížení lana	[N]
F_o	Osová síla šroubu	[N]
F_{tl}	Tečná síla působící na 1 zub zubové spojky	[N]
G	Hmotnost kladnice s hákem	[kg]
G_B	Tíha bubnu	[N]
L	Navíjená délka lana v jedné polovině lanového systému	[m]
L_{10}	Základní trvanlivost ložiska	[mil. ot.]
L_{10h}	Trvanlivost ložiska v provozních hodinách	[hod]
L_{10m}	Trvanlivost ložiska podle SKF	[mil. ot.]

L_{10mh}	Trvanlivost ložiska podle SKF v provozních hodinách	[hod]
$M_{oB, \dot{S}}$	Ohybový moment bubnu, šroubu	[Nmm]
$M_{oB \max}$	Maximální ohybový moment bubnu	[Nmm]
M_{oO}	Ohybový moment osy	[Nm]
$M_{oOA, B}$	Ohybový moment osy v místě A, B	[Nmm]
N	Počet cyklů	[-]
N_I	Normálová síla působící na 1 zub zubové spojky	[N]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	[kN]
P_0	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	[kN]
P_u	Mezní únavové zatížení ložiska	[kN]
P_v	Vypočtená jmenovitá pevnost lana	[N]
Q	Hmotnost normovaného břemena	[kg]
$R_{I, 2B}$	Reakce bubnu	[N]
$R_{I, 2O}$	Reakce na ose lanového bubnu	[N]
$R_{eK, O, S, \dot{S}}$	Mez kluzu materiálu kolíku, osy, spojky, šroubu	[MPa]
R_{mO}	Mez pevnosti materiálu osy	[MPa]
R_{pS}	Poloměr patní kružnice zubové spojky	[mm]
R_S	Poloměr roztečné kružnice zubové spojky	[mm]
R_x	Poloměr kružnice D_x zubové spojky	[mm]
S	Plocha jádra šroubu	[mm ²]
$S_{I, 2}$	Síly působící na osu bubnu	[N]
T_B	Točivý moment bubnu	[Nm]
$T_{B \max}$	Maximální točivý moment bubnu	[Nmm]
T_{\max}	Zvětšený maximální točivý moment	[Nmm]
$W_{kB, O}$	Průřezový modul v krutu bubnu, zubové objímky	[mm ³]
$W_{oB, \dot{S}}$	Průřezový modul v ohybu bubnu, šroubu	[mm ³]
a	Hloubka drážky bubnu	[mm]
a_I	Součinitel spolehlivosti ložiska	[-]
$a_{B, O}$	Vzdálenost síly od podpory bubnu, osy	[mm]
a_{SKF}	Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF	[-]
$b_{B, O}$	Vzdálenost síly od podpory bubnu, osy	[mm]
b_S	Šířka ozubení zubové spojky	[mm]
d	Jmenovitý průměr lana	[mm]
d_A	Malý průměr osy v místě A	[mm]
d_a	Hlavový průměr zubové spojky	[mm]

d_3	Malý průměr šroubu	[mm]
d_D	Malý průměr drážkování	[mm]
d_H	Průměr hřídele převodovky	[mm]
d_l	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
d_{lm}	Střední průměr ložiska	[mm]
d_O	Velký průměr osy	[mm]
d_{pO}	Malý průměr průřezu zubové objímky	[mm]
f	Součinitel tření mezi lanem a závitem	[-]
f'	Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky	[mm]
g	Tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
h	Výška zdvihu	[m]
h_B	Pracovní doba jeřábu během jednoho roku	[hod]
h_D	Výška zubu drážkování	[mm]
h_S	Činná výška zubu zubové spojky	[mm]
i_k	Lanový převod	[-]
i_{Ko}	Počet kolíků	[-]
i_r	Životnost bubnu	[rok]
i_S	Počet šroubů	[-]
k	Součinitel bezpečnosti lana	[-]
$k_{1, 2, 3}$	Součinitel využití jeřábu během roku, 24 hodin, směny	[-]
$k_{dA, B}$	Součinitel dynamické bezpečnosti v místě A, B	[-]
k_O	Součinitel bezpečnosti zubové spojky	[-]
k_S	Koeficient účinné nosné výšky zubu zubové spojky	[-]
$k_{sA, B}$	Součinitel statické bezpečnosti v místě A, B	[-]
k_S	Bezpečnost šroubu	[-]
l_1	Délka krajní části bubnu	[mm]
l_B	Celková délka bubnu	[mm]
l_2	Délka závitové části bubnu	[mm]
l_D	Délka drážkování	[mm]
l_3	Délka střední části bubnu	[mm]
$l_{pB, O}$	Vzdálenost podpor bubnu, osy	[mm]
l_S	Délka šroubu namáhána ohybem	[mm]
m	Počet nosných průřezů lan v jedné polovině lanového systému	[-]
m_B	Hmotnost bubnu	[kg]

m_D	Modul drážkování	[mm]
m_S	Modul zubové spojky	[mm]
n	Počet nosných průřezů lana	[-]
n_B	Otáčky bubnu	[min ⁻¹]
p	Exponent pro ložiska s čárovým stykem	[-]
$p_{B, S}$	Měrný tlak čela bubnu, spojky	[MPa]
$p_{B, S \text{ dov}}$	Dovolený měrný tlak čela bubnu, spojky	[MPa]
p_D	Tlak v drážkování	[MPa]
$p_{D \text{ dov}}$	Dovolený tlak v drážkování	[MPa]
$p_{H \text{ dov}}$	Dovolený Hertzův tlak v ozubení zubové spojky	[MPa]
$p_{H1, 2}$	Hertzův tlak v ozubení zubové spojky	[MPa]
r	Poloměr drážky bubnu	[mm]
r_A	Poloměr zaoblení v místě A	[mm]
r_l	Poloměr mezi drážkami bubnu	[mm]
s	Tloušťka stěny bubnu	[mm]
s_0	Statická bezpečnost ložiska	[-]
$s_{a, p}$	Tloušťka hlavy, paty zubu zubové spojky	[mm]
s_r	Tloušťka zubu zubové spojky na roztečné kružnici	[mm]
s_x	Tloušťka zubu zubové spojky na kružnici D_x	[mm]
t	Rozteč závitů	[mm]
t_B	Těžiště bubnu	[mm]
$t_{sB, S}$	Tloušťka čela bubnu, spojky	[mm]
v	Rozdíl tloušťky zubu zubové spojky	[mm]
v_B	Rychlost zvedání břemene	[m·min ⁻¹]
x	Sražení zubu drážkování	[mm]
z	Počet větví lanového převodu	[-]
z_0	Reservní závity	[-]
z_D	Počet zubů drážkování	[-]
z_l	Počet závitů lana na bubnu	[-]
z_S	Počet zubů zubové spojky	[-]
α	Úhel záběru	[°]
$\alpha_{a, p}$	Hlavový, patní úhel záběru	[°]
$\alpha_{B, K, KV}$	Součinitel bubnu, vyrovnávací a vodící kladky	[-]
α_o	Úhel opásání	[rad]
α_{oA}	Součinitel koncentrace napětí v místě A	[-]

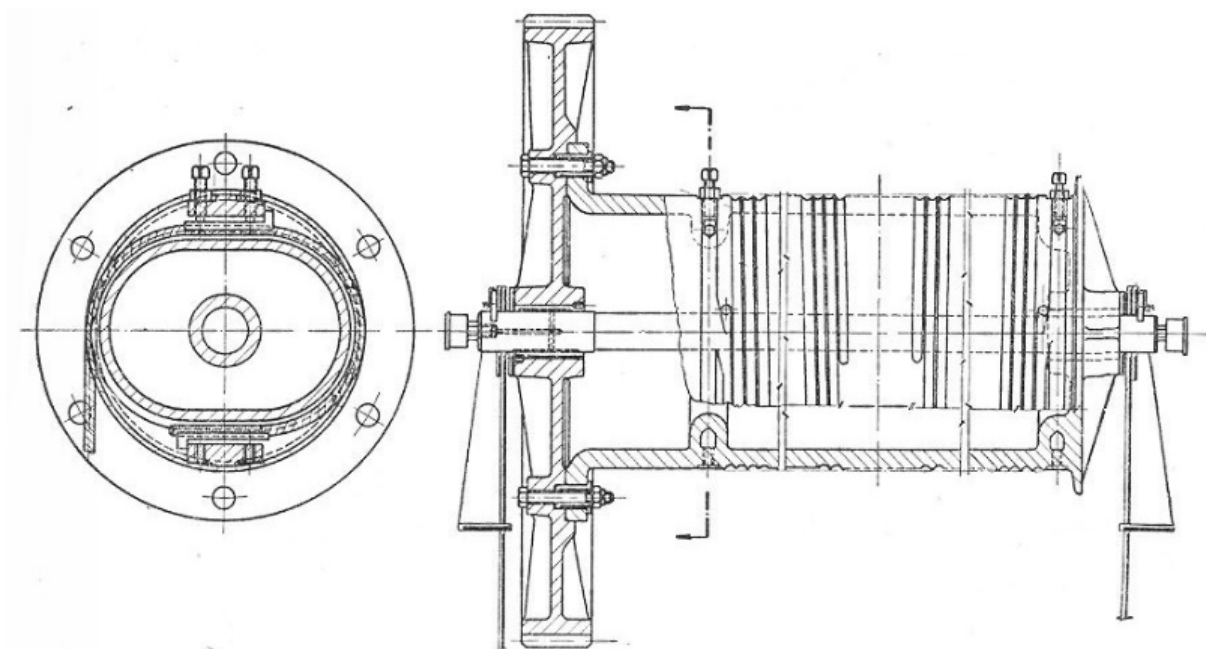
α_x	Úhel záběru na kružnici D_x	[°]
β_A	Vrubový součinitel v místě A podle Neubergera	[-]
γ	Úhel vynesení roztečného průměru spojky na bok zubu	[°]
ε_{vA}	Součinitel velikosti v místě A	[-]
η	Účinnost lanového převodu	[-]
η_l	Účinnost kladky na valivých ložiskách	[-]
η_c	Součinitel znečištění	[-]
η_{pA}	Součinitel jakosti povrchu v místě A	[-]
κ	Viskózní poměr	[-]
ν	Kinetická viskozita maziva	[mm ² ·s ⁻¹]
ν_l	Minimální kinetická viskozita maziva	[mm ² ·s ⁻¹]
ρ	Poloměr zaoblení soudečkového zubu na roztečném válci	[mm]
ρ_A	Poloměr vrubu v místě A	[mm]
σ_{aoOA}	Amplituda napětí v místě A	[MPa]
σ_{Co}	Mez únavy v ohybu pro hladký vzorek	[MPa]
$\sigma_{CoA, B}^x$	Mez únavy v ohybu skutečné součásti v místě A, B	[MPa]
σ_{cS}	Napětí v ohybu zubu zubové spojky	[MPa]
$\sigma_{c\check{S}}$	Celkové napětí šroubu	[MPa]
$\sigma_{oB, S}$	Napětí v ohybu bubnu, zubu zubové spojky	[MPa]
$\sigma_{oB, S\ dov}$	Dovolené napětí v ohybu bubnu, zubu zubové spojky	[MPa]
$\sigma_{oOA, B}$	Napětí v ohybu osy bubnu v místě A, B	[MPa]
σ_{redB}	Redukované napětí bubnu	[MPa]
$\sigma_{redB\ dov}$	Dovolené redukované napětí bubnu	[MPa]
σ_{sB}	Napětí bubnu od sevření lana	[MPa]
$\sigma_{\check{S}\ dov}$	Dovolené napětí šroubu	[MPa]
$\tau_{kB, H, O}$	Napětí v krutu bubnu, hřídele převodovky, zubové objímky	[MPa]
$\tau_{kB, H, O\ dov}$	Dovolené napětí v krutu bubnu, hřídele převodovky, zubové objímky	[MPa]
τ_{Ko}	Napětí ve stříhu kolíku	[MPa]
$\tau_{Ko\ dov}$	Dovolené napětí ve stříhu kolíku	[MPa]

1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je návrh a konstrukční zpracování jeřábového lanového bubnu, jehož součástí je naklápěcí zubová spojka, která přenáší krouticí moment od pohonu. Lanový buben bude navrhován tak, aby vyhovoval požadavkům kladených v zadání této práce, tzn. zatížení na háku jeřábu 32 t, kladnice se čtyřmi kladkami, zdvih 5 m a skupina jeřábů II – III.

1.1 Konstrukce bubnů

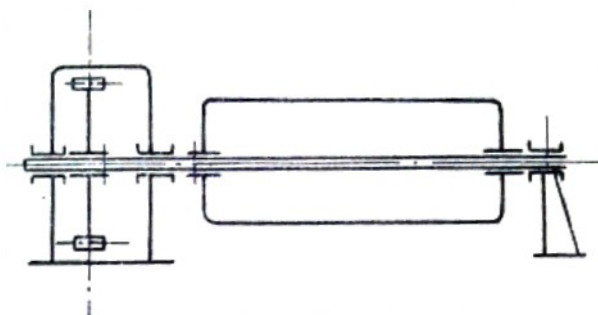
U velkých nosností se používá sešroubovaný buben se samostatným ozubeným kolem, který se otáčí společně s bubnem na pevné ose, viz obr. 1.1. U tohoto typu uložení se buben vyrábí na jedné straně otevřený opatřen přírubou pro šrouby a na ozubené kolo se středí kruhovým osazením. Točivý moment se přenáší střížnými pouzdry, kterými procházejí normální šrouby s hlavou nebo šrouby lícovanými.



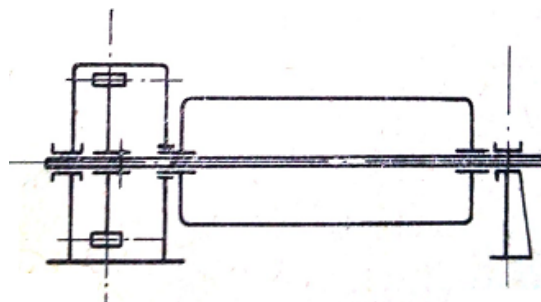
Obr. 1.1 Buben s ozubeným kolem [5]

Bubny menší konstrukce a bubny klínované bývaly často uzavřené. Od této konstrukce se však upouští kvůli jejich nevýhodám při odlévání a odstraňování jader. Nahradil ho způsob, kdy se buben opatří samostatným čelem, které se k bubnu přišroubuje. Dále se také upouští od klínovaných bubnů, u nichž se točivý moment přenáší na ozubené kolo hřídelem. Bývá zpravidla uložen ve třech ložiskách, viz obr. 1.2 nebo ve dvou ložiskách viz obr. 1.3.

Uložení ve třech ložiskách je staticky neurčité a přináší řadu nevýhod. Provedení se dvěma ložisky je již staticky určité, ale jsou zde problémy s těsněním průchodu hřídele do skříně.

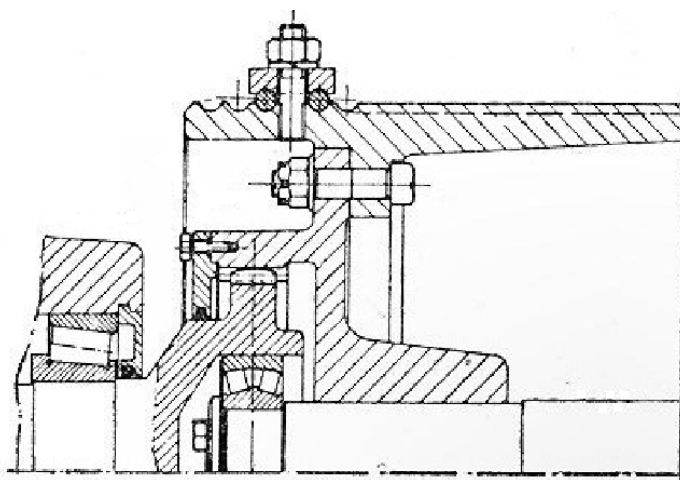


Obr. 1.2 Naklínovaný buben uložený ve třech ložiskách [6]



Obr. 1.3 Naklínovaný buben uložený ve dvou ložiskách [6]

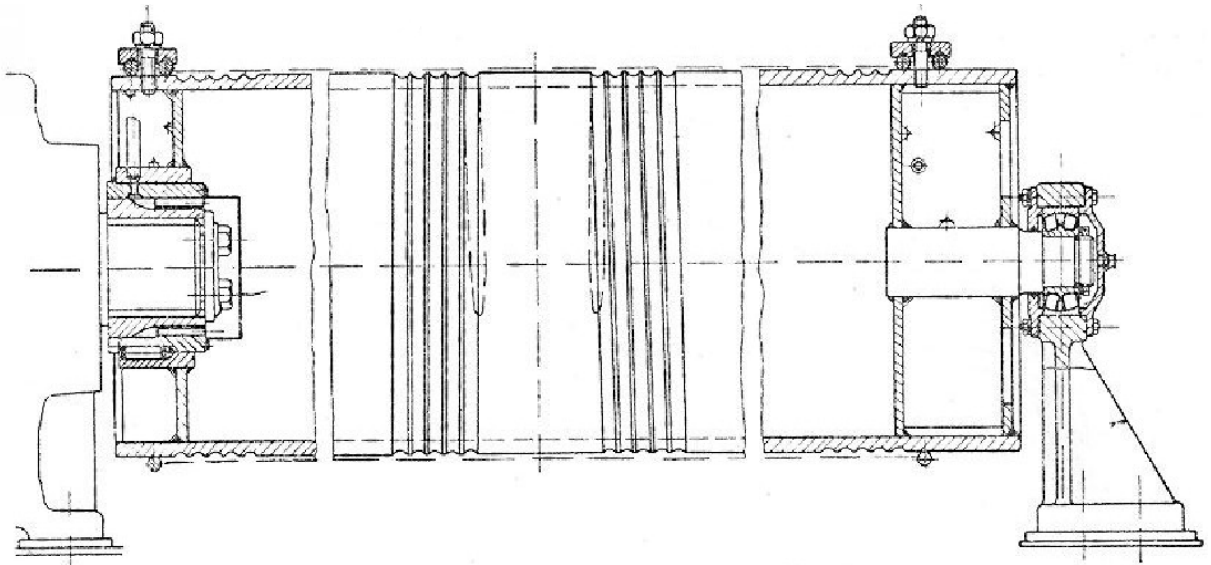
V poslední době se ujalo řešení, kde ozubené kolo není přímo spojeno s bubnem, ale je uloženo v převodové skříně viz obr. 1.4. Buben není ani uzavřen, ani naklínován. Točivý moment se od bubnu do skříně přenáší poddajnou spojkou s vnitřním a vnějším ozubením, umožňující malou nesouosost a naklápění os. Zatížení od zvedání břemene se přenáší na osu bubnu, která je namáhána pouze na ohyb. Osa je uložena v naklápěcích ložiskách, aby se mohla naklápět.



Obr. 1.4 Detail uložení bubnu [5]

Dále se také používá konstrukce navržená Výzkumným ústavem dopravní a úpravárenské techniky viz obr. 1.5. Buben zde není na společném hřídeli, ale na jedné straně spočívá na výstupním konci hřídele převodovky a na druhé straně je uložen krátkým čepem vsazeným do čela bubnu v samostatném valivém ložisku. Točivý moment je zde opět přenášen pomocí vnitřního a vnějšího ozubení zubové spojky. Část spojky s vnějším ozubením je nasazená na konci hřídele převodovky a rovněž na této části spočívá i náboj bubnu. Toto uložení má za výhodu to, že ušetří jedno naklápěcí valivé ložisko. Dále volnější

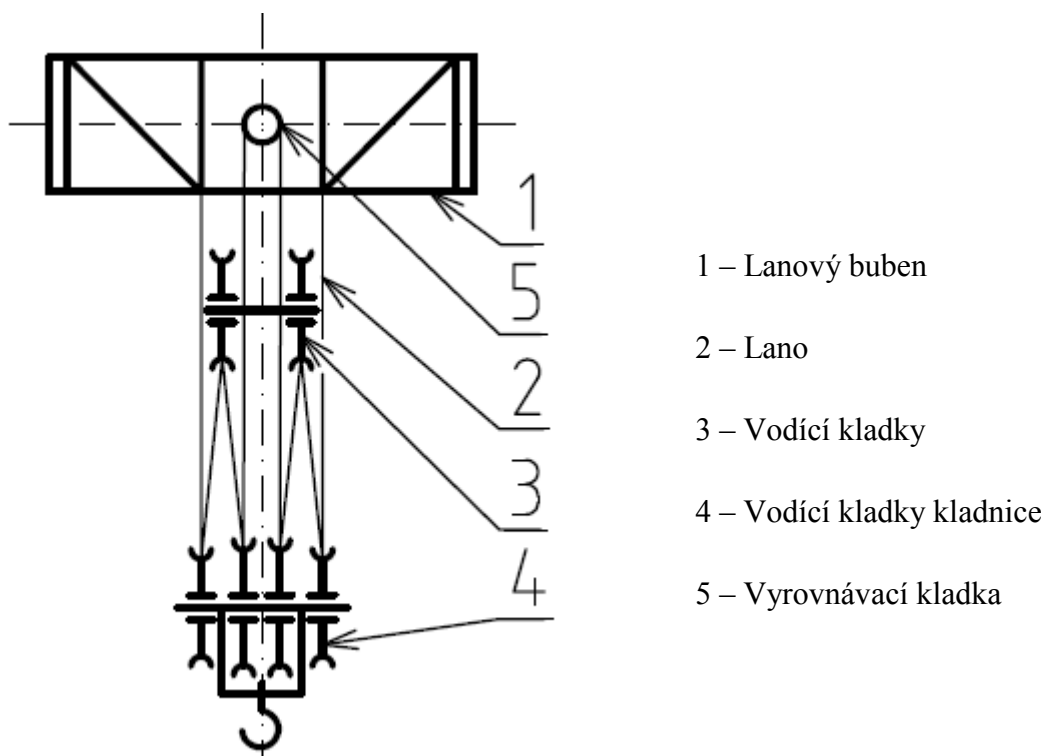
tolerance uložení umožní menší vychýlení os. Spojka je opatřena krytem, aby mazivo vháněné do ozubení spojky neunikalo do bubnu.



Obr. 1.5 Buben podle VÚDÚT [5]

2 Kladkostroj

Pro velkou hmotnost břemene 32 t a daný počet kladek na kladnici volím variantu lanového bubnu se dvěma navíjenými konci lana dle [6]. Schéma na obr. 2.1.



Obr. 2.1. Schéma kladkostroje

2.1 Lanový převod

Udává převod kladkostroje.

$$i_k = \frac{n}{z} = \frac{8}{2} = 4 \quad (2.1)$$

n – počet nosných průřezů lana

z – počet větví lanového převodu

2.2 Účinnost lanového převodu

Počet nosných průřezů lan v jedné polovině lanového systému

$$m = \frac{n}{2} = \frac{8}{2} = 4 \quad (2.2)$$

Účinnost lanového převodu

$$\eta = \frac{(1 - \eta_l^m)}{m \cdot (1 - \eta_l)} = \frac{(1 - 0,98^m)}{4 \cdot (1 - 0,98)} = 0,97 \quad (2.3)$$

η_l – účinnost kladky na valivých ložiskách dle [1]

3 Určení průměru lana

Průměr lana počítán dle [1].

3.1 Zatížení lana

Na zatížení lana se kromě maximální dovolené hmotnosti břemene podílí také hmotnost kladnice s hákem. Ostatní zatěžující vlivy jsou zahrnuty v součiniteli bezpečnosti k . Z toho důvodu, neuvažují zrychlující síly vznikající za obvyklých podmínek provozu, a také přídatné síly vznikající rozevřením lana.

$$F = \frac{Q + G}{z \cdot m} \cdot \frac{g}{\eta} = \frac{32000 + 728}{2 \cdot 4} \cdot \frac{9,81}{0,97} = 41374 \text{ N} \quad (3.1)$$

Q – hmotnost normovaného břemena

G – hmotnost kladnice s hákem dle [6]

g – tíhové zrychlení

3.2 Maximální dovolené zatížení lana

Jedná se o zvětšení síly působící v laně od zvedání břemene z důvodu bezpečnosti.

$$F_{dov} = \frac{P_v}{k} \geq F \Rightarrow P_v \geq k \cdot F \text{ [N]} \quad (3.2)$$

$$P_v \geq 4,1 \cdot 41374 \text{ [N]}$$

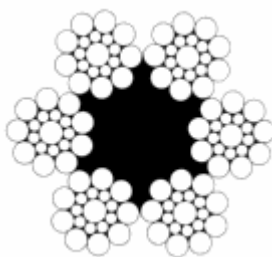
$$P_v \geq 169633 \text{ N}$$

P_v – vypočtená jmenovitá pevnost lana

k – součinitel bezpečnosti lana dle [1]

Dle [2] volím ocelové lano průměru 18 mm, typu Seal, šestipramenné, pevnosti 1770 MPa. Jelikož bude lano navijeno v obou směrech, volím lano protisměrné, které lépe odolává rozpletení. Lano je bez povrchové úpravy, právě protisměrné. Zvolené lano dosahuje minimální síly při přetržení 189 kN.

Označení lana dle [3]: LANO Ø18 ČSN EN 12385-4 6x19S-NFC 1770U sZ.



Obr. 3.1. Lano Seal [2]

4 Kladky

Návrh kladek proveden dle [4]. Názorná představa umístění jednotlivých typů kladek viz obr. 2.1.

4.1 Vodící kladky

Nejmenší dovolený průměr vodící kladky

$$D_{K\min} = d \cdot \alpha_K = 18 \cdot 26 = 468 \text{ mm} \quad (4.1)$$

d – jmenovitý průměr lana

α_K – součinitel vodící kladky závislý na skupině jeřábů dle [4], jelikož lano probíhá přes více než 2 kladky nutno k součiniteli α_K přičíst hodnotu 2

Jmenovitý průměr vodící kladky

$$D_K = D_{K\min} - d = 468 - 18 = 450 \text{ mm} \quad (4.2)$$

4.2 Vyrovnávací kladka

Nejmenší dovolený průměr vyrovnávací kladky

$$D_{KV\min} = d \cdot \alpha_{KV} = 18 \cdot 18 = 324 \text{ mm} \quad (4.3)$$

α_{KV} – součinitel vodící kladky závislý na skupině jeřábů dle [4], jelikož lano probíhá přes více než 2 kladky nutno k součiniteli α_{KV} přičíst hodnotu 2

Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky

$$D_{KV} = D_{KV\min} - d = 324 - 18 = 306 \text{ mm} \quad (4.4)$$

5 Lanový buben

Pro navíjení lana volím drážkovaný buben. Dochází tak k ochraně před značnější deformací průřezu lana a ke správnému vedení. Navíjení uvažuji pouze v jedné vrstvě, při navíjení obou konců lan.

5.1 Průměr bubnu

Výpočet proveden dle [4].

Nejmenší dovolený průměr bubnu

$$D_{B\min} = d \cdot \alpha_B = 18 \cdot 24 = 432 \text{ mm} \quad (5.1)$$

α_B – součinitel bubnu závislý na skupině jeřábů dle [4], jelikož lano probíhá přes více než 2 kladky nutno k součiniteli α_B přičíst hodnotu 2

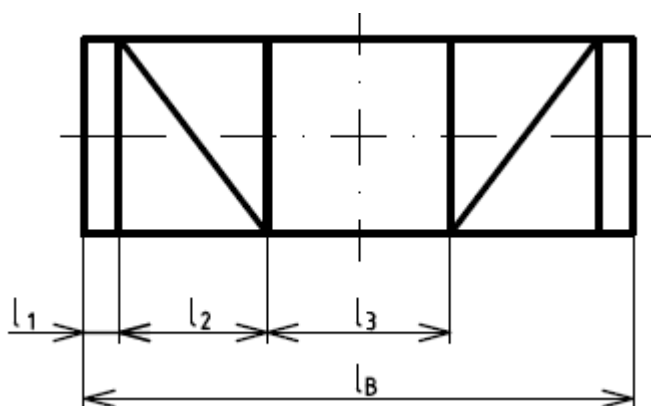
Jmenovitý průměr bubnu

$$D_B = D_{B\min} = 432 \quad (5.2)$$

Z normalizované řady bubnů dle [4] volím jmenovitý průměr bubnu 450 mm.

5.2 Délka bubnu

Délka bubnu je tvořena ze tří částí: krajní část, závitová část a střední část viz obr. 5.1. Výpočet proveden dle [6].



Obr. 5.1. Délka bubnu.

Navíjená délka lana v jedné polovině lanového systému

$$L = i_k \cdot h = 4 \cdot 5 = 20 \text{ m} \quad (5.3)$$

h – výška zdvihu

Počet závitů lana na bubnu

Buben volím s dvojitým kladkostrojem, tzn., že se navijí oba konce jednoho lana. Jedna polovina bubnu bude s pravými a druhá s levými závity. Uchycení lana na bubnu realizují pomocí příložek. Z toho důvodu volím na každé straně bubnu 3 rezervní závity, aby při zcela odvinutém laně zůstalo zachycení konců lan odlehčeno.

$$z_l = \left(\frac{L}{\pi \cdot D_B} + z_0 \right) \cdot 2 = \left(\frac{20}{\pi \cdot 0,45} + 3 \right) \cdot 2 = 34,2 \quad (5.4)$$

z_0 – rezervní závity, volím $z_0 = 3$

Délka krajní části bubnu

Délka bubnu potřebná k uchycení lana na buben.

$$l_1 = 4 \cdot t = 4 \cdot 20 = 80 \text{ mm} \quad (5.5)$$

t – rozteč závitů

Délka závitové části bubnu

Délka bubnu, na kterém je navinuto lano.

$$l_2 = z_l \cdot t = 34,2 \cdot 20 = 684 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Délka střední části bubnu

Délku střední části bubnu bez závitu volím tak, aby docházelo k správnému nabíhání lana na buben a vodící kladku kladnice i při maximálním zdvihu. Střední část bubnu volím $l_3 = 422 \text{ mm}$.

Celková délka bubnu

$$l_B = 2 \cdot l_1 + l_2 + l_3 = 2 \cdot 80 + 684 + 422 = 1266 \text{ mm} \quad (5.7)$$

5.3 Tloušťka stěny bubnu

Materiál bubnu volím ocel 11 523.0. Vzorec pro výpočet tloušťky bubnu dle [6].

$$s = 0,03 \cdot D_B + 5 = 0,03 \cdot 450 + 5 = 18,5 \text{ mm} \quad (5.8)$$

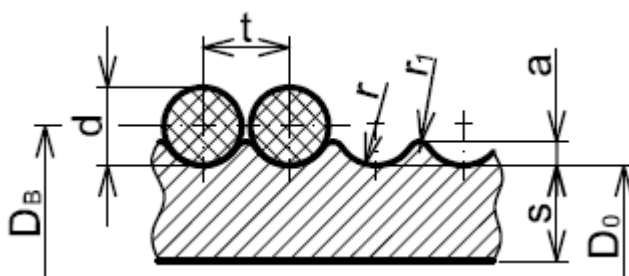
Tloušťku stěny bubnu volím 23 mm z důvodu splnění podmínky na dovolené namáhání.

5.4 Lanové drážky bubnu

Pro průměr lana 18 mm jsou stanoveny rozměry drážky dle [4], viz tab. 5.1 a obr. 5.2.

Tab. 5.1 Rozměry bubnu (viz obr. 5.2.)

d [mm]	t [mm]	r [mm]	a [mm]	r ₁ [mm]	s [mm]	D _B [mm]
18	20	9,5	5,5	2,5	23	450



Obr. 5.2. Drážky na bubnu.

Průměr bubnu pod drážkami

$$D_0 = D_B - d = 450 - 18 = 432 \text{ mm} \quad (5.9)$$

5.5 Pevnostní kontrola bubnu

Jedná se o výpočet namáhání bubnu při zvedání břemene. Výpočet proveden pro nejhorší možný případ zatížení, který nastane při maximálním zdvihu a maximální hmotnosti břemene. Pevnostní kontrola provedena dle [6].

5.5.1 Namáhání bubnu ohybem

Reakce bubnu

$$R_{1B} = \frac{F \cdot (l_{pB} - a_B) + F \cdot b_B}{l_{pB}} = \frac{41374 \cdot (1178,5 - 347) + 41374 \cdot 409,5}{1178,5} = 43568 \text{ N} \quad (5.10)$$

$$R_{2B} = \frac{F \cdot a_B + F \cdot (l_{pB} - b_B)}{l_{pB}} = \frac{41374 \cdot 347 + 41374 \cdot (1178,5 - 409,5)}{1178,5} = 39180 \text{ N} \quad (5.11)$$

l_{pB} – vzdálenost podpor bubnu

a_B, b_B – vzdálenost síly od podpory bubnu

Maximální ohybový moment bubnu

$$M_{oB \max} = R_{2B} \cdot b_B = 39180 \cdot 409,5 = 16044210 \text{ Nmm} \quad (5.12)$$

Průřezový modul v ohybu bubnu

$$W_{oB} = 0,8 \cdot (D_0 - s)^2 \cdot s = 0,8 \cdot (432 - 23)^2 \cdot 23 = 3077970 \text{ mm}^3 \quad (5.13)$$

Napětí v ohybu bubnu

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB \max}}{W_{oB}} = \frac{16044210}{3077970} = 5,2 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

Podmínka

$$\sigma_{oB} \leq \sigma_{oB \text{ dov}} [\text{MPa}] \quad (5.15)$$

$$5,2 \text{ MPa} \leq 10 \div 15 \text{ MPa}$$

$\sigma_{oB \text{ dov}}$ – dovolené napětí v ohybu bubnu dle [6]

Podmínka je splněna.

5.5.2 Namáhání bubnu krutem

Točivým momentem je namáhána pouze část bubnu viz obr. 5.3.

Maximální točivý moment bubnu

$$T_{B \max} = 2 \cdot F \cdot \frac{D_B}{2} = 2 \cdot 41374 \cdot \frac{450}{2} = 18618300 \text{ Nmm} \quad (5.16)$$

Průřezový modul v krutu bubnu

$$W_{kB} = 1,6 \cdot (D_0 - s)^2 \cdot s = 1,6 \cdot (432 - 23)^2 \cdot 23 = 6155941 \text{ mm}^3 \quad (5.17)$$

Napětí v krutu bubnu

$$\tau_{kB} = \frac{T_{B \max}}{W_{kB}} = \frac{18618300}{6155941} = 3,02 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

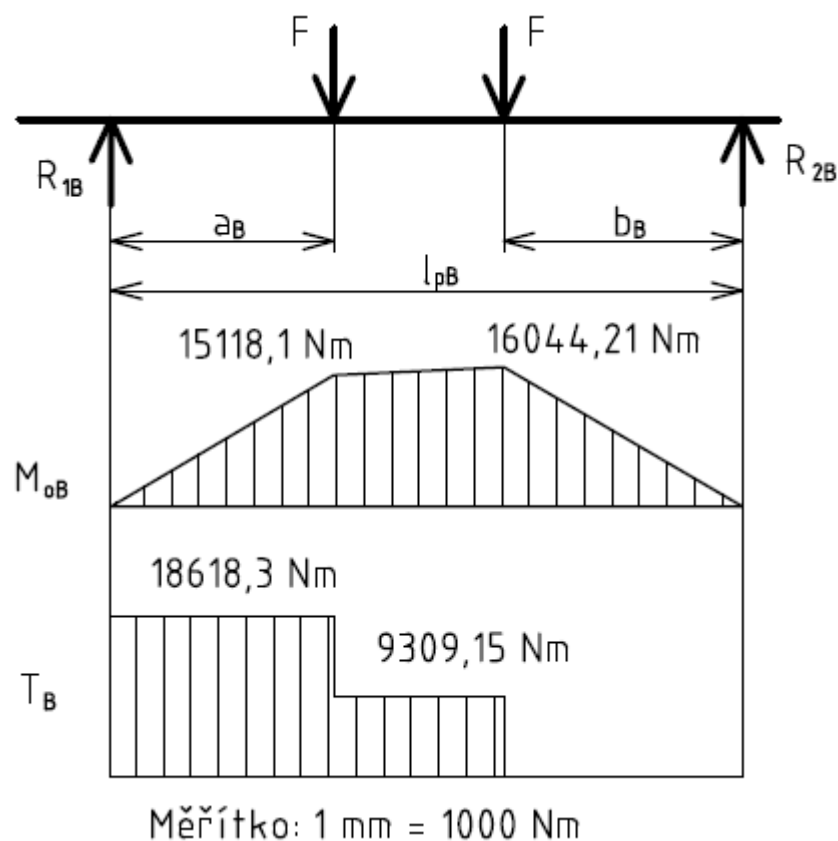
Podmínka

$$\tau_{kB} \leq \tau_{kB \text{ dov}} [\text{MPa}] \quad (5.19)$$

$$3,02 \text{ MPa} \leq 2 \div 4 \text{ MPa}$$

$\tau_{oB \text{ dov}}$ – dovolené napětí v krutu bubnu dle [6]

Podmínka je splněna.



Obr 5.3 Průběh napětí na bubnu

5.5.3 Namáhání bubnu od sevření lana

Jedná se o namáhání bubnu lanem, kdy napětí je způsobeno sevřením bubnu navinutými lany.

$$\sigma_{sB} = \frac{F \cdot D_0}{(D_0 - s) \cdot s \cdot t} = \frac{41374 \cdot 432}{(432 - 23) \cdot 23 \cdot 20} = 95 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

5.5.4 Redukované napětí bubnu

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + \sigma_{sB}^2} = \sqrt{5,2^2 + 95^2} = 95,1 \text{ MPa} \quad (5.21)$$

Podmínka

$$\sigma_{redB} \leq \sigma_{redB \text{ dov}} [\text{MPa}] \quad (5.22)$$

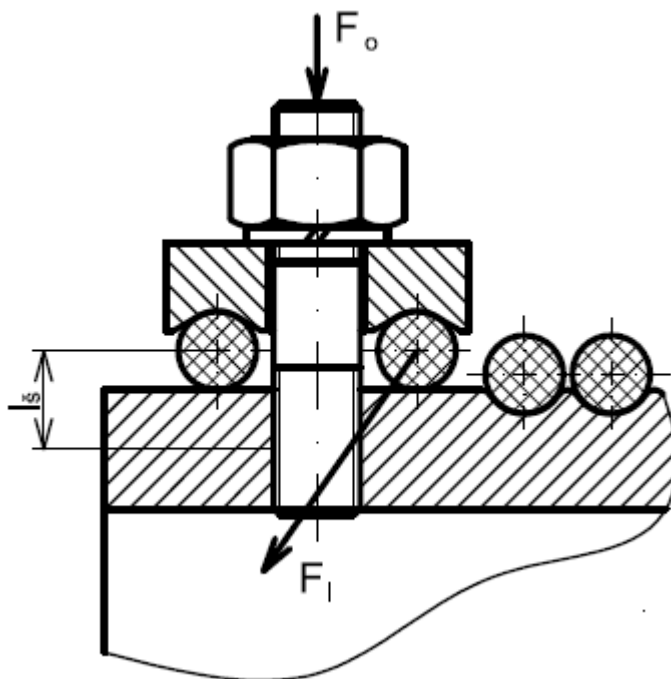
$$95,1 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

$\sigma_{redB \text{ dov}}$ – dovolené redukované napětí bubnu dle [6]

Podmínka vyhovuje.

5.6 Výpočet lanové příložky

Uchycení lana k bubnu volím pomocí příložek, viz obr. 5.4. Pro průměr lana 18 mm je stanoven šroub v příložce velikosti M20 dle [6]. Výpočet lanové příložky proveden dle [6].



Obr. 5.4 Síla v laně pod lanovou příložkou

Úhel opásání

Jedná se o úhel opásání vzniklý rezervními závity.

$$\alpha_o = 2 \cdot \pi \cdot z_0 = 2 \cdot \pi \cdot 3 = 18,85 \text{ rad} \quad (5.23)$$

Zmenšená tažná síla v laně

Vlivem tření způsobené počtem závěrných závitů dojde ke zmenšení tažné síly v laně nutné k zachycení příložkami.

$$F_l = \frac{F}{e^{f \cdot \alpha_o}} = \frac{41374}{e^{0,13 \cdot 18,85}} = 3569 \text{ N} \quad (5.24)$$

f – součinitel tření mezi lanem a závitem dle [6]

Osová síla šroubu

$$F_o = \frac{F_l}{2 \cdot f} = \frac{3569}{2 \cdot 0,13} = 13727 \text{ N} \quad (5.25)$$

Ohybový moment šroubu

$$M_{o\dot{s}} = F_l \cdot l_{\dot{s}} = 3569 \cdot 23,25 = 82979 \text{ Nmm} \quad (5.26)$$

$l_{\dot{s}}$ – délka šroubu namáhána ohybem, viz obr. 5.4

Plocha jádra šroubu

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16,933^2}{4} = 225,2 \text{ mm}^2 \quad (5.27)$$

d_3 – malý průměr šroubu

Průřezový modul v ohybu šroubu

$$W_{o\dot{s}} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 16,933^3}{32} = 476,6 \text{ mm}^3 \quad (5.28)$$

Celkové napětí šroubu

$$\sigma_{c\dot{s}} = \frac{F_o}{i_{\dot{s}} \cdot S} + \frac{M_{o\dot{s}}}{i_{\dot{s}} \cdot W_{o\dot{s}}} = \frac{13727}{2 \cdot 225,2} + \frac{82979}{2 \cdot 476,6} = 117,5 \text{ MPa} \quad (5.29)$$

$i_{\dot{s}}$ – počet šroubů

Výpočet potřebné pevnosti šroubu

$$\sigma_{c\dot{s}} \cdot k_{\dot{s}} \leq R_{e\dot{s}} [\text{MPa}] \quad (5.30)$$

$$117,5 \cdot 2,5 \leq R_{e\dot{s}} [\text{MPa}]$$

$$293,8 \text{ MPa} \leq R_{e\dot{s}}$$

$k_{\dot{s}}$ – bezpečnost šroubu, doporučeno volit $k_{\dot{s}} = 2,5$ dle [6]

$R_{e\dot{s}}$ – mez kluzu materiálu šroubu

Volím třídu pevnosti šroubu 4.8, kde mez kluzu šroubu $R_{e\dot{s}} = 320 \text{ MPa}$ dle [8].

6 Výpočet zubové spojky

Jelikož není cílem této práce navrhovat motor ani převodovku, zvětšuji maximální točivý moment bubnu 1,5 krát z důvodu překonání setrvačných momentů a statického momentu břemene.

Zvětšený maximální točivý moment

$$T_{\max} = 1,5 \cdot T_{\max B} = 1,5 \cdot 18618300 = 27927450 \text{ Nmm} \quad (6.1)$$

6.1 Návrh hřídele na výstupu z převodovky

Průměr hřídele převodovky

Materiál hřídele na výstupu z převodovky uvažuji 11 600.0.

$$\tau_{kH} = \frac{16 \cdot T_{\max}}{\pi \cdot d_H^3} \leq \tau_{kH \text{ dov}} \Rightarrow d_H \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{\max}}{\pi \cdot \tau_{kH \text{ dov}}}} \quad (6.2)$$

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27927450}{\pi \cdot 120}} \text{ [mm]}$$

$$d_H \geq 105,8 \text{ mm}$$

τ_{kH} – napětí v krutu hřídele převodovky

$\tau_{kH \text{ dov}}$ – dovolené napětí v krutu hřídele převodovky dle [7]

Volím rovnoboké drážkování 10 x 112 x 125 dle [7]. Uvedené drážkování volím záměrně z důvodu použití typizované převodovky.

Střední průměr drážkování

$$D_{Ds} = \frac{d_D + D_D}{2} = \frac{112 + 125}{2} = 118,5 \text{ mm} \quad (6.3)$$

d_D – malý průměr drážkování

D_D – velký průměr drážkování

Obvodová síla na středním průměru drážkování

$$F_1 = \frac{2 \cdot T_{\max}}{D_{Ds}} = \frac{2 \cdot 27927450}{118,5} = 471349 \text{ N} \quad (6.4)$$

Účinná plocha boků drážek na 1 mm délky

Výpočet proveden dle [8].

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z_D \cdot \left(\frac{D_D - d_D}{2} - 2 \cdot x \right) = \frac{3}{4} \cdot 10 \cdot \left(\frac{125 - 112}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) = 41,25 \text{ mm} \quad (6.5)$$

z_D – počet zubů drážkování

x – sražení zubu drážkování dle [16]

Potřebná délka drážkování

Výpočet délky náboje je proveden pro horší z materiálů spoje. V tomto případě uvažuji, že hřídel bude vyrobena z materiálu 11 600.0, z čehož vyplývají horší vlastnosti než u náboje, který je vyroben z oceli 15 241.7.

$$p_D = \frac{F_1}{f' \cdot l_D} \leq p_{D \text{ dov}} \Rightarrow l_D \geq \frac{F_1}{f' \cdot p_{D \text{ dov}}} \quad (6.6)$$

$$l_D \geq \frac{471349}{41,25 \cdot 130} [\text{mm}]$$

$$l_D \geq 87,9 \text{ mm}$$

p_D – tlak v drážkování

$p_{D \text{ dov}}$ – dovolený tlak v drážkování dle [8]

Délku drážkování volím 100 mm.

6.2 Pevnostní výpočet dle [13]

Podle A. Bolka se kontroluje zub spojky na ohyb a na otlačení.

Roztečný průměr zubové spojky

$$D_S = z_S \cdot m_S = 81 \cdot 4 = 324 \text{ mm} \quad (6.7)$$

z_S – počet zubů zubové spojky, volím $z_S = 81$

m_S – modul zubové spojky, volím $m_S = 4$

6.2.1 Namáhání zubu na ohyb

Patní průměr zubové spojky

$$D_{pS} = D_S - 2 \cdot 1,25 \cdot m_S = 324 - 2 \cdot 1,25 \cdot 4 = 314 \text{ mm} \quad (6.8)$$

Tloušťka zubu zubové spojky na roztečné kružnici

$$s_r = \frac{\pi \cdot m_S}{2} = \frac{\pi \cdot 4}{2} = 6,283 \text{ mm} \quad (6.9)$$

Involuta α

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20^\circ = 0,01490438 \quad (6.10)$$

α – úhel záběru

Patní úhel záběru

$$\alpha_p = \arccos \left(\frac{R_s \cdot \cos \alpha}{R_{ps}} \right) = \arccos \left(\frac{162 \cdot \cos 20^\circ}{157} \right) = 14,15935195^\circ \quad (6.11)$$

R_s – poloměr roztečné kružnice zubové spojky

R_{ps} – poloměr patní kružnice zubové spojky

Involuta α_p

$$\operatorname{inv} \alpha_p = \operatorname{tg} \alpha_p - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_p = \operatorname{tg} 14,15935195^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 14,15935195^\circ = 0,00515686 \quad (6.12)$$

Tloušťka paty zubu zubové spojky

$$s_p = D_{ps} \cdot \left(\frac{s_r}{2 \cdot R_s} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_p \right) = 314 \cdot \left(\frac{6,283}{2 \cdot 162} + 0,01490438 - 0,00515686 \right) = 9,15 \text{ mm} \quad (6.13)$$

Napětí v ohybu zubu zubové spojky

$$\sigma_{oS} = \frac{8 \cdot T_{\max} \cdot m_s}{z_s \cdot b_s \cdot R_s \cdot s_p^2} = \frac{8 \cdot 27927450 \cdot 4}{81 \cdot 30 \cdot 162 \cdot 9,15^2} = 27,1 \text{ MPa} \quad (6.14)$$

b_s – šířka ozubení, volím $b_s = 30 \text{ mm}$

Dovolené napětí v ohybu zubu zubové spojky

$$\sigma_{oS \text{ dov}} = \frac{R_{eS}}{k_O} = \frac{539}{1,5} = 359,3 \text{ MPa} \quad (6.15)$$

R_{eS} – mez pevnosti materiálu spojky dle [7]

k_O – součinitel bezpečnosti zubové spojky, volím $k_O = 1,5$

Pevnostní podmínka

$$\sigma_{oS} \leq \sigma_{oS \text{ dov}} [\text{MPa}] \quad (6.16)$$

$$27,1 \text{ MPa} \leq 359,3 \text{ MPa}$$

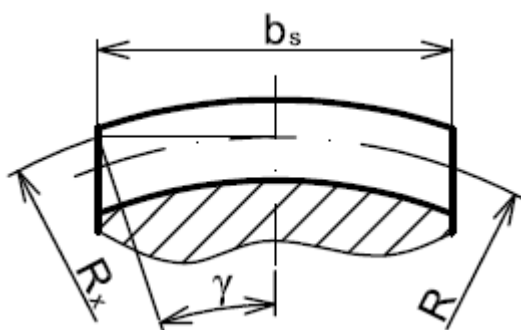
Zub spojky na namáhání ohybem vyhovuje.

6.2.2 Kontrola na otláčení

Výpočet poloměru R_x

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{b_s}{2 \cdot R_s} = \operatorname{arctg} \frac{30}{2 \cdot 162} = 5,29008121^\circ \quad (6.17)$$

$$R_x = \frac{b_s}{2 \cdot \sin \gamma} = \frac{30}{2 \cdot \sin 5,29008121^\circ} = 162,693 \text{ mm} \quad (6.18)$$



Obr. 6.1 Zaoblení zubu

Úhel záběru na kružnici D_x

$$\alpha_x = \arccos \left(\frac{R_s \cdot \cos \alpha}{R_x} \right) = \arccos \left(\frac{162 \cdot \cos 20^\circ}{162,693} \right) = 20,66010194^\circ \quad (6.19)$$

Involuta α_x

$$\operatorname{inv} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_x - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_x = \operatorname{tg} 20,66010194^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 20,66010194^\circ = 0,016486140 \quad (6.20)$$

Tloušťka zubu zubové spojky na kružnici D_x

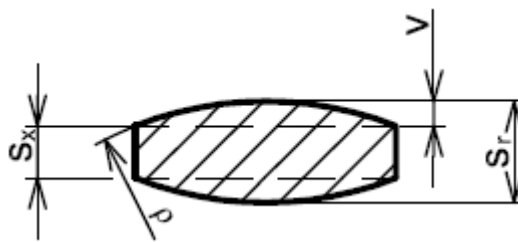
$$s_x = 2 \cdot R_x \cdot \left(\frac{s_r}{2 \cdot R_s} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_x \right) = 2 \cdot 162,693 \cdot \left(\frac{6,283}{2 \cdot 162} + 0,01490438 - 0,01648614 \right) = 5,795 \text{ mm} \quad (6.21)$$

Rozdíl tloušťky zubu zubové spojky

$$v = \frac{s_r - s_x}{2} = \frac{6,283 - 5,795}{2} = 0,244 \text{ mm} \quad (6.22)$$

Poloměr zaoblení soudečkového zubu na roztečném válci

$$\rho = \frac{b_s^2 + 4 \cdot v^2}{8 \cdot v} = \frac{30^2 + 4 \cdot 0,244^2}{8 \cdot 0,244} = 461,188 \text{ mm} \quad (6.23)$$



Obr. 6.2 Tloušťka zubu

Tečná síla působící na 1 zub zubové spojky

$$F_{t1} = \frac{T_{\max}}{0,75 \cdot R_s \cdot z_s} = \frac{27927450}{0,75 \cdot 162 \cdot 81} = 2838 \text{ N} \quad (6.24)$$

Normálová síla působící na 1 zub zubové spojky

$$N_1 = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{2838}{\cos 20^\circ} = 3020 \text{ N} \quad (6.25)$$

Činná výška zubu zubové spojky

$$h_s = 2 \cdot m_s = 2 \cdot 4 = 8 \text{ mm} \quad (6.26)$$

Hertzův tlak v ozubení zubové spojky

$$p_{H1} = \sqrt{0,35 \cdot \frac{N_1}{h_s} \cdot \frac{E}{\rho}} = \sqrt{0,35 \cdot \frac{3020}{8} \cdot \frac{210000}{461,188}} = 245,3 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

E – modul pružnosti v tahu oceli dle [7]

Podmínka

$$p_{H1} \leq p_{H \text{ dov}} [\text{MPa}] \quad (6.28)$$

$$245,3 \text{ MPa} \leq 150 \div 250 \text{ MPa}$$

$p_{H \text{ dov}}$ – dovolený Hertzův tlak v ozubení zubové spojky dle [14]

Ozubení na otlačení vyhovuje.

6.3 Pevnostní výpočet spojky dle [14]

Podle Ing. V. Kuklíka se zubová spojka počítá pouze na otlačení.

Hlavový průměr zubové spojky

$$d_a = D_s + 2 \cdot m_s = 324 + 2 \cdot 4 = 332 \text{ mm} \quad (6.29)$$

Hlavový úhel záběru

$$\alpha_a = \arccos \left(\frac{D_s \cdot \cos \alpha}{d_a} \right) = \arccos \left(\frac{324 \cdot \cos 20^\circ}{332} \right) = 23,50153014^\circ \quad (6.30)$$

Involuta α_a

$$\text{inv } \alpha_a = \text{tg } \alpha_a - \frac{\pi}{180} \cdot \alpha_a = \text{tg } 23,50153014^\circ - \frac{\pi}{180} \cdot 23,50153014^\circ = 0,02466505 \quad (6.31)$$

Tloušťka hlavy zubu zubové spojky

$$s_a = d_a \cdot \left(\frac{s_r}{2 \cdot R_s} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_a \right) = 332 \cdot \left(\frac{6,283}{2 \cdot 162} + 0,01490438 - 0,02466505 \right) = 3,198 \text{ mm} \quad (6.32)$$

Hertzův tlak v ozubení zubové spojky

$$p_{H2} = 21,6 \cdot \sqrt{\frac{T_{\max} \cdot E \cdot (s_r - s_a) \cdot \cos \alpha}{k_s \cdot m_s^4 \cdot z_s^2 \cdot (z_s + 1)}} =$$

$$= 21,6 \cdot \sqrt{\frac{27927,45 \cdot 210000 \cdot (6,283 - 3,198) \cdot \cos 20^\circ}{1,5 \cdot 4^4 \cdot 81^2 \cdot (81 + 1)}} = 195,9 \text{ MPa} \quad (6.33)$$

k_s – koeficient účinné nosné výšky zubu zubové spojky dle [14]

Podmínka

$$p_{H2} \leq p_{H \text{ dov}} [\text{MPa}] \quad (6.34)$$

$$195,9 \text{ MPa} \leq 150 \div 250 \text{ MPa}$$

Ozubení na otláčení vyhovuje.

7 Namáhání osy bubnu

Osa je namáhána pouze na ohyb a to od tahu v laně a od hmotnosti jednotlivých součástí. Materiál osy volím 11 523.0. Osa bude uložena v soudečkových ložiskách. Ložiska volím z katalogu SKF typ *BS2-2210-2CS dle [12].

7.1 Využití jeřábu

Celková pracovní doba jeřábu během jednoho roku

$$h_B = 365 \cdot 24 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = 365 \cdot 24 \cdot 0,8 \cdot 0,67 \cdot 0,25 = 1174 \text{ hod} \quad (7.1)$$

k_1 – součinitel využití jeřábu během roku dle [4]

k_2 – součinitel využití jeřábu během 24 hodin dle [4]

k_3 – součinitel využití jeřábu během směny dle [4]

Otáčky bubnu

$$n_B = \frac{v_B}{\pi \cdot D_B} \cdot i_k = \frac{6}{\pi \cdot 0,45} \cdot 4 = 17 \text{ min}^{-1} \quad (7.2)$$

v_B – rychlost zvedání břemene, volím $v_B = 6 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

Počet cyklů

$$N = 60 \cdot n_B \cdot h_B \cdot i_r = 60 \cdot 17 \cdot 1174 \cdot 10 = 11974800 \quad (7.3)$$

i_r – životnost bubnu, volím $i_r = 10$ roků

Počet cyklů je větší než $5 \cdot 10^5$, z toho důvodu se musí jednotlivé součástky počítat na únavu.

7.2 Výpočet reakcí

Osa je namáhána od hmotností bubnu a tahu v laně.

Těžiště a hmotnost bubnu

Vzdálenost těžiště od podpory a hmotnost bubnu a jeho součástí jsem stanovil pomocí programu Inventor. Hmotnost bubnu $m_B = 388 \text{ kg}$. Těžiště bubnu $t_B = 541,8 \text{ mm}$.

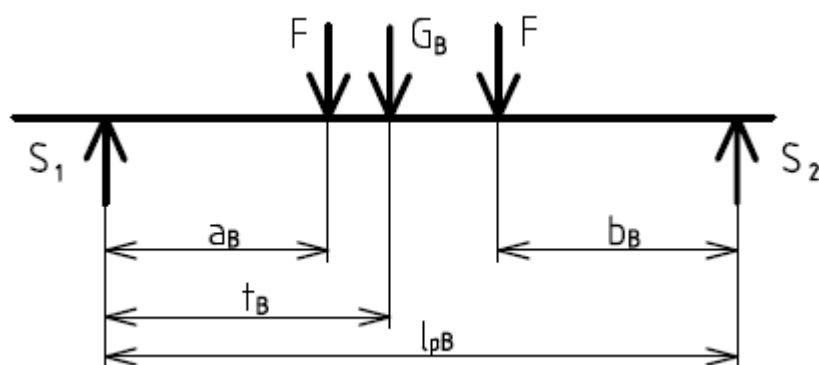
Tíha bubnu

$$G_B = m_B \cdot g = 388 \cdot 9,81 = 3806 \text{ N} \quad (7.4)$$

Síly působící na osu bubnu

$$S_1 = \frac{F \cdot (l_{pB} - a_B) + F \cdot b_B + G_B \cdot (l_{pB} - t_B)}{l_{pB}} =$$
$$= \frac{41374 \cdot (1178,5 - 347) + 41374 \cdot 409,5 + 3806 \cdot (1178,5 - 541,8)}{1178,5} = 45624 \text{ N} \quad (7.5)$$

$$S_2 = \frac{F \cdot a_B + F \cdot (l_{pB} - b_B) + G_B \cdot t_B}{l_{pB}} =$$
$$= \frac{41374 \cdot 347 + 41374 \cdot (1178,5 - 409,5) + 3806 \cdot 541,8}{1178,5} = 40930 \text{ N} \quad (7.6)$$



Obr. 7.1 Působení sil na osu

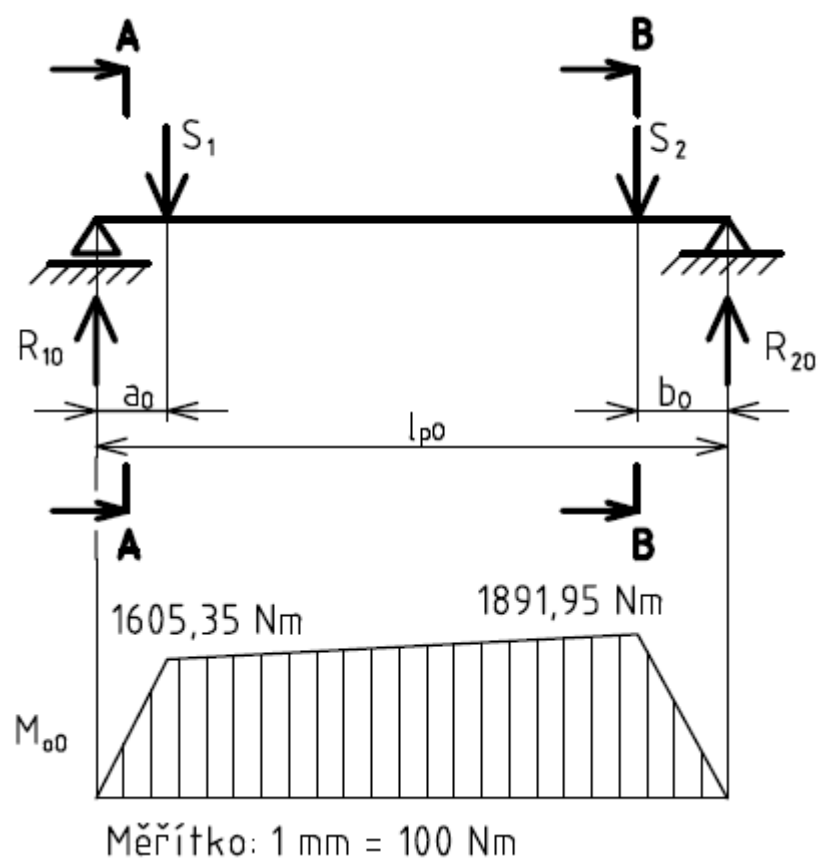
Reakce na ose lanového bubnu

$$R_{1O} = \frac{S_1 \cdot (l_{pO} - a_O) + S_2 \cdot b_O}{l_{pO}} = \frac{45624 \cdot (1260 - 35) + 40930 \cdot 46,5}{1260} = 45867 \text{ N} \quad (7.7)$$

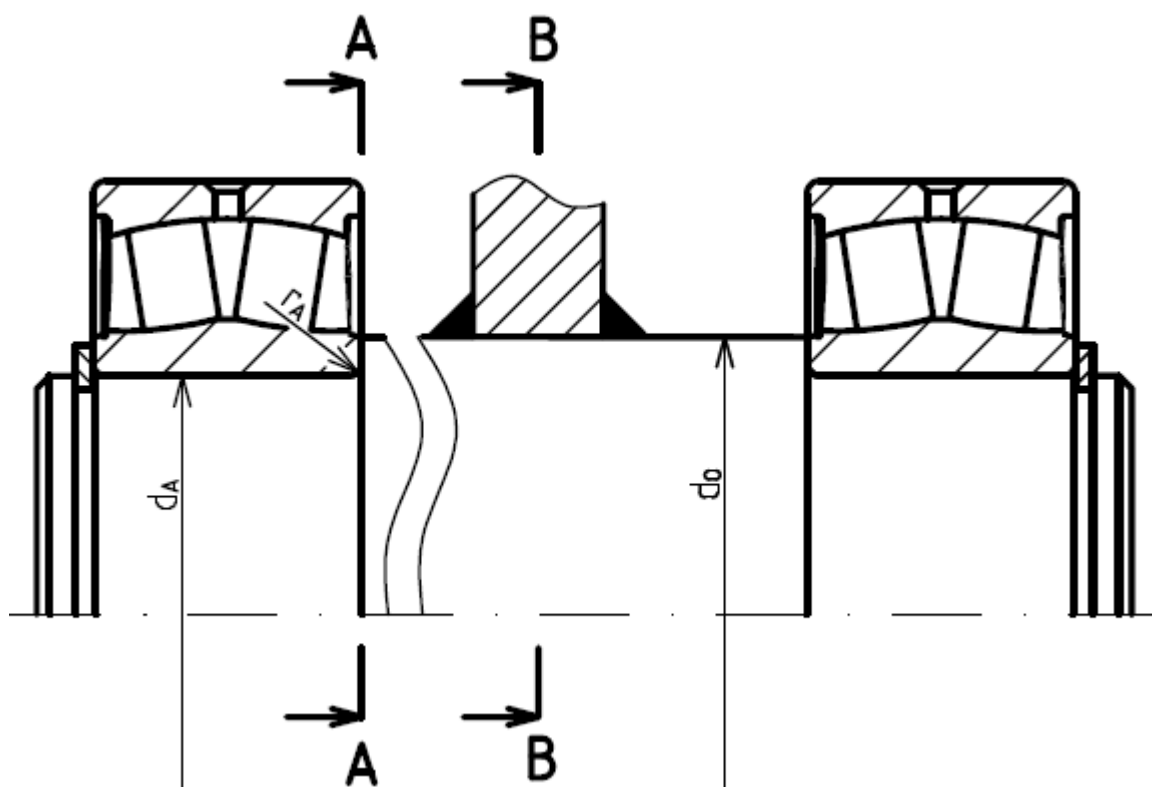
$$R_{2O} = \frac{S_1 \cdot a_O + S_2 \cdot (l_{pO} - b_O)}{l_{pO}} = \frac{45624 \cdot 35 + 40930 \cdot (1260 - 46,5)}{1260} = 40687 \text{ N} \quad (7.8)$$

a_O, b_O – vzdálenost síly od podpory osy

l_{pO} – vzdálenost podpor osy



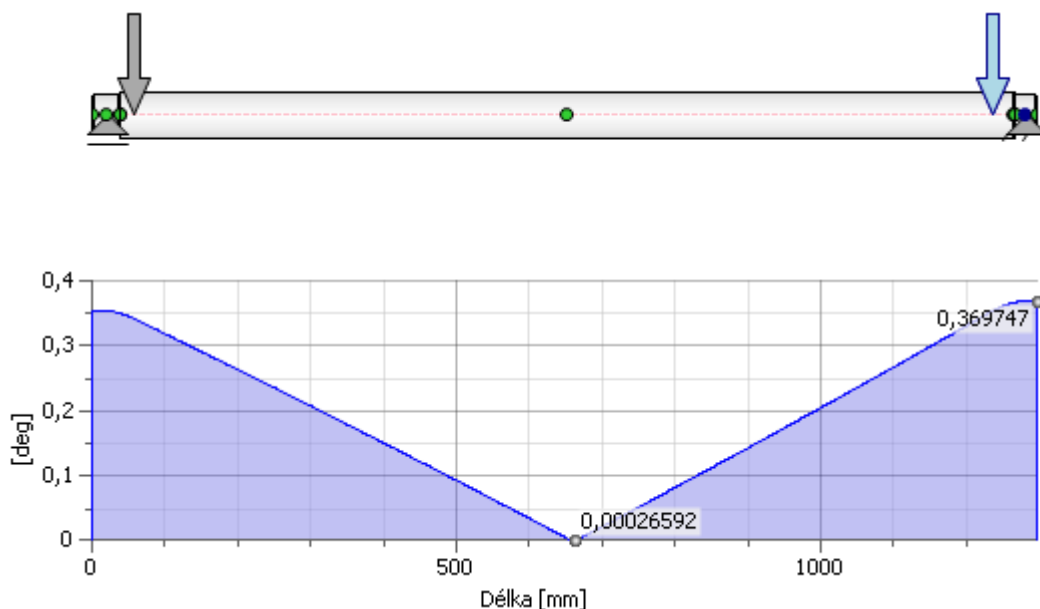
Obr. 7.2 Průběh napětí na ose bubnu



Obr. 7.3 Kritická místa osy

7.3 Úhel průhybu osy

Zvolené soudečkové ložisko umožňuje úhel naklonění $1,5^\circ$ dle [12]. V místě uložení ložisek je úhel naklonění do $0,37^\circ$ viz obr. 7.3 \Rightarrow osa z hlediska deformace vyhovuje. Úhel průhybu osy jsem určil pomocí program Inventor.



Obr. 7.4 Úhel průhybu osy

7.4 Kontrola osy v místě A

Z důvodu volby stejného ložiska v obou podporách počítám kritické místo změny průměru osy pouze v místě A, které je více namáháno viz obr. 7.2, 7.3.

Ohybový moment osy v místě A

$$M_{oOA} = R_{10} \cdot \frac{B_l}{2} = 45867 \cdot \frac{31}{2} = 710939 \text{ Nmm} \quad (7.9)$$

B_l – šířka ložiska

7.4.1 Statická kontrola

Součinitel koncentrace napětí v ohybu v místě A

$$\frac{r_A}{d_A} = \frac{1,5}{55} = 0,03 \quad (7.10)$$

r_A – poloměr zaoblení

d_A – malý průměr osy v místě A

$$\frac{d_o}{d_A} = \frac{64}{55} = 1,16 \quad (7.11)$$

d_o – velký průměr osy

Dle [9] jsem stanovil koncentraci napětí v místě A na $\alpha_{oA} = 2,3$.

Napětí v ohybu osy bubnu v místě A

$$\sigma_{oOA} = \frac{32 \cdot M_{oOA}}{\pi \cdot d_A^3} \cdot \alpha_{oA} = \frac{32 \cdot 710939}{\pi \cdot 55^3} \cdot 2,3 = 100,1 \text{ MPa} \quad (7.12)$$

Součinitel statické bezpečnosti v místě A

$$k_{sA} = \frac{R_{eO}}{\sigma_{oOA}} = \frac{335}{100,1} = 3,3 \quad (7.13)$$

R_{eO} – mez kluzu materiálu osy dle [15]

Osa při statickém namáhání v místě A vyhovuje.

7.4.2 Dynamická kontrola

Mez únavy v ohybu pro hladký vzorek

Výpočet proveden dle [9].

$$\sigma_{Co} = 0,49 \cdot R_{mO} = 0,49 \cdot 500 = 245 \text{ MPa} \quad (7.14)$$

R_{mO} - mez pevnosti v tahu materiálu osy dle [15]

Vrbový součinitel v místě A podle Neubergera

$$\beta_A = 1 + \frac{\alpha_A - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho}}} = 1 + \frac{2,3 - 1}{1 + \frac{0,35}{\sqrt{1,5}}} = 2,01 \quad (7.15)$$

\sqrt{A} - Neubergerova konstanta vrbové citlivosti dle [9]

ρ_A - poloměr vrbu v místě A

Mez únavy v ohybu skutečné součásti v místě A

$$\sigma_{CoA}^x = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_{vA} \cdot \eta_{pA}}{\beta_A} = 245 \cdot \frac{0,77 \cdot 0,9}{2,01} = 84,5 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

ε_{vA} - součinitel velikosti v místě A dle [9]

η_{pA} - součinitel jakosti povrchu v místě A, pro drsnost povrchu 1,6 μm dle [9]

Amplituda napětí v místě A

$$\sigma_{aoOA} = \frac{32 \cdot M_{oOA}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot 710939}{\pi \cdot 55^3} = 43,5 \text{ MPa} \quad (7.17)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě A

$$k_{dA} = \frac{\sigma_{CoA}^x}{\sigma_{aoOA}} = \frac{84,5}{43,5} = 1,9 \quad (7.18)$$

Osa při dynamickém namáhání v místě A vyhovuje.

7.5 Kontrola osy v místě B

V místě B je největší ohybový moment na ose bubnu viz obr. 7.2. Skutečný vzhled osy v místě B viz obr. 7.3.

7.5.1 Statická kontrola

Ohybový moment osy v místě B

$$M_{oOB} = R_{2O} \cdot b_O = 40687 \cdot 46,5 = 1891946 \text{ Nmm} \quad (7.19)$$

Napětí v ohybu osy bubnu v místě B

$$\sigma_{oOB} = \frac{32 \cdot M_{oOB}}{\pi \cdot d_O^3} = \frac{32 \cdot 1891946}{\pi \cdot 64^3} = 73,5 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

Součinitel statické bezpečnosti v místě B

$$k_{sB} = \frac{R_{eO}}{\sigma_{oOB}} = \frac{335}{73,5} = 4,6 \quad (7.21)$$

Osa při statickém namáhání v místě B pevnostně vyhovuje.

7.5.2 Dynamická kontrola

Mez únavy v ohybu skutečné součásti v místě B

$$\sigma_{CoB}^x = \sigma_{Co} = 245 \text{ MPa} \quad (7.22)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě B

$$k_{dB} = \frac{\sigma_{CoB}^x}{\sigma_{oOB}} = \frac{245}{73,5} = 3,3 \quad (7.23)$$

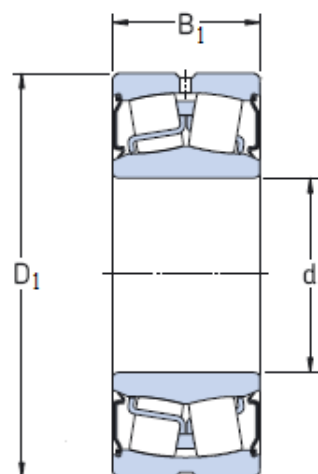
Součinitel dynamické bezpečnosti vyšel poměrně velký. Z důvodu, že poblíž kritického místa B se vyskytuje svar, který způsobuje koncentrace napětí je hodnota bezpečnosti 3,3 přijatelná.

8 Výpočet trvanlivosti ložisek

Volím soudečková ložiska typu *BS2-2211-2CS na obě strany uložení osy. Základní informace o zvoleném ložisku viz tab. 8.1. Další podrobnější údaje o ložisku v [12].

Tab. 8.1

Vnitřní průměr ložiska	d_1	[mm]	55
Vnější průměr ložiska	D_1		100
Šířka ložiska	B_1		31
Dynamická únosnost ložiska	C	[kN]	125
Statická únosnost ložiska	C_0		127
Mezní únavové zatížení ložiska	P_u	[kN]	13,7
Mezní otáčky	-	$[\text{min}^{-1}]$	1700
Hmotnost	-	[kg]	1,00
Označení	-	-	*BS2-2211-2CS



Obr. 8.1 Ložisko [11]

8.1 Kontrola ložiska uloženého v zubové spojce

Ložisko uložené v zubové spojce je namáháno pouze staticky. Axiální síly na ložisko nepůsobí, tudíž ekvivalentní statické zatížení odpovídá velikosti síly R_{10} .

Statická bezpečnost ložiska

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{127000}{45867} = 2,8 \quad (8.1)$$

P_0 – ekvivalentní statické zatížení ložiska, $P_0 = R_{10}$

Ložisko vyhovuje.

8.2 Kontrola ložiska uloženého v ložiskovém domku

Druhé ložisko je namáháno dynamicky. Opět zde nepůsobí axiální síly, a tak je ekvivalentní dynamické zatížení působící na ložisko rovno síle R_{20} . Výpočet proveden dle [10].

8.2.1 Základní trvanlivost ložiska

Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti dle ISO 281:1990.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{125000}{40687} \right)^{\frac{10}{3}} = 42,15 \text{ mil. ot.} \quad (8.2)$$

P – ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, $P = R_{20}$

p – exponent pro ložiska s čárovým stykem dle [11]

Trvanlivost ložiska v provozních hodinách

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_B} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 17} \cdot 42,15 = 41324 \text{ hod} \quad (8.3)$$

8.2.2 Trvanlivost ložiska podle SKF

Střední průměr ložiska

$$d_{lm} = 0,5 \cdot (d_l + D_l) = 0,5 \cdot (55 + 100) = 77,5 \text{ mm} \quad (8.4)$$

Minimální kinetická viskozita maziva

Určeno dle [11].

$$\nu_1 = 500 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výběr maziva

U zvoleného typu ložiska je standardně používáno plastické mazivo s viskozitou $\nu = 200 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ dle [12].

Viskózní poměr

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{200}{500} = 0,4 \quad (8.5)$$

Součinitel znečištění

Volím dle [11] pro typické znečištění a $d_{lm} < 100 \text{ mm}$.

$$\eta_c = 0,8$$

Poměr

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,8 \cdot \frac{13700}{40687} = 0,27 \quad (8.6)$$

Trvanlivost ložiska podle SKF

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = 1 \cdot 0,32 \cdot 42,15 = 13,49 \text{ mil. ot.} \quad (8.7)$$

a_1 - součinitel spolehlivosti ložiska dle [11]

a_{SKF} – součinitel teorie trvanlivosti podle SKF dle [11]

Trvanlivost ložiska podle SKF v provozních hodinách

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_B} \cdot L_{10m} = \frac{10^6}{60 \cdot 17} \cdot 13,49 = 13225 \text{ hod} \quad (8.8)$$

Trvanlivost navrženého ložiska vyhovuje, protože je větší než doporučená trvanlivost ložisek pro střední provoz jeřábů (8000 hod) dle [5].

9 Přenos točivého momentu ze spojky na buben

Točivý moment od motoru je přenášen přes zubovou spojku a za pomoci kolíků na lanový buben.

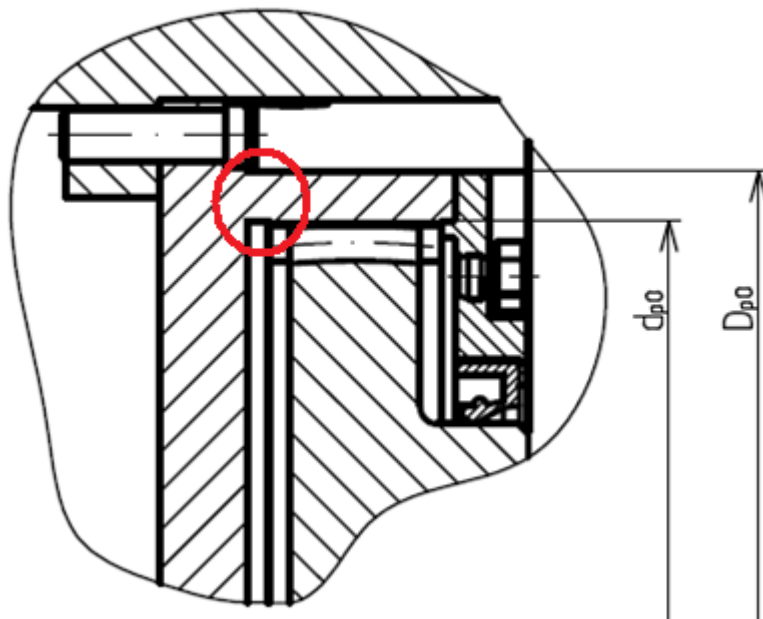
9.1 Kontrola zúženého průřezu na ozubené objímce

Průřezový modul v krutu zubové objímky

$$W_{kO} = \frac{\pi \cdot (D_{pO}^4 - d_{pO}^4)}{16 \cdot D_{pO}} = \frac{\pi \cdot (354^4 - 334^4)}{16 \cdot 354} = 1807835 \text{ mm}^3 \quad (9.1)$$

D_{pO} – velký průměr průřezu zubové objímky

d_{pO} – malý průměr průřezu zubové objímky



Obr. 9.1 Zúžený průřez zubové objímky

Napětí v krutu zubové objímky

$$\tau_{kO} = \frac{T_{\max}}{W_{kO}} = \frac{27927450}{1807835} = 15,4 \text{ MPa} \quad (9.2)$$

Dovolené napětí v krutu zubové objímky

Výpočet proveden dle [17] s bezpečností 1,5.

$$\tau_{kO \text{ dov}} = 0,4 \cdot R_{eS} = 0,4 \cdot 539 = 215,6 \text{ MPa} \quad (9.3)$$

Podmínka

$$\tau_{KO} \leq \tau_{KO\,dov} [MPa] \quad (9.4)$$

$$15,4 \, MPa \leq 215,6 \, MPa$$

Navržený průřez zubové objímky pro přenos točivého momentu vyhovuje.

9.2 Výpočet kolíků

Přenos točivého momentu ze spojky na buben je realizován za pomoci nenormalizovaných kolíků s hlavou o průměru 12 mm. Materiál kolíku volím 14 220.4.

Dovolené napětí ve střihu kolíku

Výpočet proveden dle [17] s bezpečností 1,5.

$$\tau_{KO\,dov} = 0,4 \cdot R_{e\,KO} = 0,4 \cdot 590 = 236 \, MPa \quad (9.5)$$

$R_{e\,KO}$ – mez kluzu materiálu kolíku dle [6]

9.2.1 Napětí ve střihu kolíku

$$\tau_{KO} = \frac{\frac{2 \cdot T_{\max}}{D_{rKO}}}{\frac{\pi \cdot D_{KO}^2}{4} \cdot i_{KO}} = \frac{\frac{2 \cdot 27927450}{373,5}}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4} \cdot 6} = 220,4 \, MPa \quad (9.6)$$

D_{rKO} – roztečný průměr kolíků

D_{KO} – průměr kolíku

i_{KO} – počet kolíků, volím $i_{KO} = 6$

Podmínka

$$\tau_{KO} \leq \tau_{KO\,dov} [MPa] \quad (9.7)$$

$$220,4 \, MPa \leq 236 \, MPa$$

Kolík na střih vyhovuje.

9.2.2 Kontrola stěn na otláčení**Měrný tlak čela bubnu**

Materiál volím shodně s bubnem z důvodu svařování tudíž 11 523.0.

$$p_B = \frac{\frac{2 \cdot T_{\max}}{D_{rKO}}}{D_{KO} \cdot t_{sB} \cdot i_{KO}} = \frac{\frac{2 \cdot 27927450}{373,5}}{12 \cdot 22 \cdot 6} = 94,4 \, MPa \quad (9.8)$$

t_{sB} – tloušťka čela bubnu, volím $t_{sB} = 22 \, mm$

Podmínka

$$p_B \leq p_{B\,dov} [MPa] \quad (9.9)$$

$$94,4\,MPa \leq 110\,MPa$$

$p_{B\,dov}$ – dovořený měrný tlak čela bubnu dle [8]

Stěna bubnu na otlačení od kolíku vyhovuje.

Měrný tlak čela spojky

$$p_S = \frac{\frac{2 \cdot T_{\max}}{D_{rKo}}}{D_{Ko} \cdot t_{sS} \cdot i_{Ko}} = \frac{\frac{2 \cdot 27927450}{373,5}}{12 \cdot 15 \cdot 6} = 138,5\,MPa \quad (9.10)$$

t_{sS} – tloušťka čela spojky, volím $t_{sS} = 15\,mm$

Podmínka

$$p_S \leq p_{S\,dov} [MPa] \quad (9.11)$$

$$138,5\,MPa \leq 150\,MPa$$

$p_{S\,dov}$ – dovořený měrný tlak čela spojky dle [8]

Stěna spojky na otlačení od kolíku vyhovuje.

10 Závěr

Úkolem této bakalářské práce byl návrh a konstrukční zpracování jeřábového lanového bubnu, jehož součástí je naklápěcí zubová spojka, která přenáší krouticí moment od pohonu. Lanový buben jsem navrhl tak, aby vyhovoval všem požadavkům kladených v zadání této práce. Výše uvedené výpočty jsem provedl dle platných norem, doporučené literatury a některé pevnostní výpočty pomocí znalostí získaných během studia. Navržený lanový buben s naklápěcí zubovou spojkou bude spolehlivě zvedat břemena do hmotnosti 32 t.

11 Seznam použité literatury

- [1] ČSN 27 0100. *Výpočet ocelových lan pro jeřáby a zdvihadla*, Praha, ÚNM, 1978. 8 s.
- [2] ČSN EN 12385-4+A1. *Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely*, Praha, Český normalizační institut, 2008. 32 s.
- [3] ČSN EN 12385-2+A1. *Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 2: Defnice, označování a klasifikace*, Praha, Český normalizační institut, 2008. 52 s.
- [4] ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*, Praha, Vydavatelství úřadu pro vynálezy a normalizaci, 1957. 9 s.
- [5] REMTA, František; KUPKA, Ladislav. *Jeřáby : I. díl*. Vyd. 1. Praha : SNTL, 1956. 620 s.
- [6] KUPKA, František, et al. *Jeřáby*. Vyd. 1. Praha : SNTL, 1968. 664 s.
- [7] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 3. dopl. vyd. Praha : Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [8] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části spojovací*. Vyd. 1. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [9] HAVLÍK, Jiří . *Výpočty a konstrukce strojních dílů* [online]. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007 [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.citace.com/generator.php?druh=2&ukol=1>>.
- [10] HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů* [online]. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008 [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Cviceni_VaKSD.pdf>.
- [11] SKF Ložiska,a.s. *Určení velikosti ložiska* [online]. [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/files/515039.pdf>>.
- [12] SKF Ložiska,a.s. *Soudečková ložiska* [online]. [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.com/files/515077.pdf>>.
- [13] BOLEK, A., et al. *Technický průvodce 6 : Části strojů I*. Praha : SNTL, 1989.
- [14] KUKLÍK, V., *Kontrola zubové naklápací spojky na otlacení. Strojírenství* 38. 1988, čís. 12.

[15] *Přehled vlastností oceli S355JO* [online]. 1998 [cit. 2011-05-10]. Prirucka.bolzano.cz. Dostupné z WWW: <<http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprir/tycovaocel/EN10025/S355JO/>>.

[16] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj* [online]. Ostrava : 2003 [cit. 2011-05-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>>.

[17] 23 *Hookův zákon* [online]. [cit. 2011-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://alfa.ftp.ssto.cz/askacel/Technicka%20Mechanika%20EM2B%20MSaZ/23%20Hookuv%20zakon.doc>>.

12 Seznam příloh

Název	Číslo výkresu	Formát
Lanový buben	SB3KSS01-1	A0
Ozubený náboj	SB3KSS01-1.2	A3